

УДК 629.11.032

Канд. техн. наук, доц. ГУРСКИЙ Н. Н.,
асп. РЕЙХАНИ О., Белорусский национальный технический университет,
Минск, Республика Беларусь

ИМИТАЦИОННАЯ МОДЕЛЬ КОЛЕБАТЕЛЬНЫХ СИСТЕМ МОБИЛЬНЫХ МАШИН С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ИНТЕЛЛЕКТУАЛЬНЫХ ЖИДКОСТЕЙ

Рассмотрена математическая и имитационная модели колебательных систем мобильных машин с управляемыми характеристиками демпфирующих элементов на базе использования интеллектуальных жидкостей. Приведены сравнительные результаты моделирования колебаний одномассовой системы с пассивным и полупассивным подрессориванием узла мобильной машины.

The mathematical and simulation models of oscillatory systems of mobile machines with controlled damping characteristics of the elements based on the use of smart fluids. Comparative results of modeling one-mass oscillation system with passive and semi-active cushioning unit of the mobile machine.

Для снижения вибронагруженности узлов и агрегатов машин чаще всего используются различные схемы пассивной виброзащиты с использованием упругих и диссипативных элементов. Так, например, чтобы уменьшить вертикальные колебания ходовой части мобильной машины, кабины, сиденья водителя, двигателя или иных узлов, можно воспользоваться ручным подбором параметров или применить алгоритмы оптимизации. Однако, в этом случае, требуемый эффект возможен только для определенных эксплуатационных условий объекта исследования. Чтобы удовлетворить разнообразным условиям движения мобильной машины, нужны элементы подрессоривания с управляемыми параметрами (характеристиками), которые работают на основе электронных схем или контроллеров, реализующих выбор значений параметров по некоторому закону. Такие системы требуют оснащения подвески датчиками, контроллерами и исполнительными устройствами, сочетающими дискретное, плавное управление программными средствами. К числу таких устройств относятся демпфирующие элементы с регулируемым сопротивлением, использующие уникальные возможности интеллектуальных жидкостей с электро (ЭР) – и магнитореологическими (МР) свойствами.

Магнитореологические (МР) жидкости представляют собой суспензии микрочастиц магнитных материалов в органических маслах. Под действием магнитного поля частицы, распределенные в объеме дисперсной среды, образуют структуры, ориентированные вдоль силовых линий поля. При этом магнитное взаимодействие между частицами приводит к значительному изменению реологических свойств, поскольку образованные структуры препятствуют свободному перемещению суспензии и вызывают увеличение вязкости жидкости более чем в 10^5 раз, что зависит от материала частиц дисперсной фазы, дисперсионной среды, размеров частиц и их объемной концентрации, а также других параметров [1]. Благодаря этому эффекту МР жидкости получили широкое распространение в полупассивных демпфирующих устройствах.

Для изучения и разработки эффективных схем подрессоривания мобильных машин, сочетающих использование современных эффективных материалов, необходимы математические и программные модели, поддерживающие различные этапы имитационного моделирования колебательных процессов мобильных машин.

В данной работе приводится математическая модель амортизированной массы с эле-

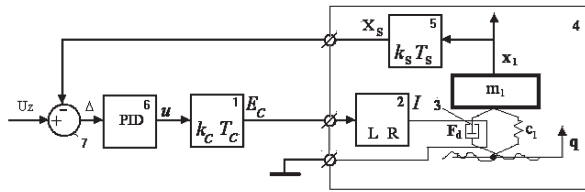


Рис. 1. Схема управляемой амортизированной массы: 1 – усилитель (k_c – коэффициент усиления, T_c – постоянная времени); 2 – катушка; 3 – амортизатор с MR жидкостью; 4 – амортизированная масса; 5 – датчик (k_s – коэффициент усиления, T_s – постоянная времени); 6 – PID-регулятор; 7 – элемент сравнения

ментами полуактивного поддрессоривания, включающими демпфирующие элементы с интеллектуальной жидкостью, и результаты сравнительного анализа колебаний на имитационной модели при использовании пассивной и полуактивной схем поддрессоривания. В качестве исполнительного механизма полуактивного управления колебаниями рассматривается амортизатор с магнитореологической (MR) жидкостью.

Структурно схема локальной опоры, управляемой исполнительным устройством на базе MR амортизатора, приведена на рис. 1.

Математическая модель вертикальных колебаний амортизированной массы 4, подверженной кинематическим возмущениям q , имеет вид:

$$m_1 \ddot{x}_1 = -(c_1(x_1 - q) + F_d), \quad (1)$$

$$t \geq t_0: \quad x_1(t_0) = x_{01}, \quad \dot{x}_1(t_0) = \dot{x}_{01},$$

где m_1 – амортизированная масса; c_1 – жесткость подвески; x_1 , \dot{x}_1 – соответственно вертикальные перемещение и скорость массы m_1 относительно положения статического равновесия; q – высота неровности опорной поверхности; F_d – сила, развиваемая штоком амортизатора, x_{01} , \dot{x}_{01} – начальные условия.

Сила F_d может быть вычислена из выражения:

$$F_d = (k_1 + k_\tau) \dot{x}_1,$$

где k_1 – коэффициент вязкого сопротивления жидкости, k_τ – коэффициент сопротивления жидкости, обусловленный магнитореологическим эффектом.

Условная схема амортизатора и основные геометрические размеры показаны на рис. 2.

Коэффициенты k_1 и k_τ определяются из выражений:

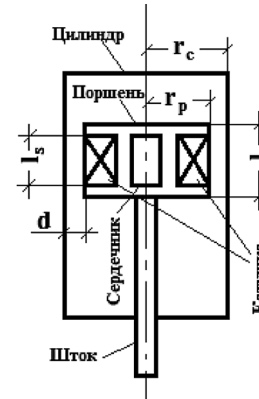


Рис. 2. Схема амортизатора

$$k_1 = 32 \frac{\eta l A_p}{b d^2},$$

$$k_\tau = \frac{l}{d} |\tau_y| A_d.$$

где r_c – радиус цилиндра; r_p – радиус поршня; $d = r_c - r_p$ – ширина зазора; l – активная длина зазора; $A_p = \pi r_p^2$ – активная площадь поршня; $A_d = \pi r_c^2 - A_p$ – площадь зазора; $b = 2\pi r_p$ – длина окружности поршня; η – динамическая вязкость жидкости; τ_y – напряжение в жидкости, вызванное магнитным полем.

Зависимость между напряжением τ_y в жидкости и напряженностью H магнитного поля вычисляется по формуле [2]:

$$\tau_y = \begin{cases} 0,0006 H^2 & H \leq 145 \text{ кА/м}, \\ 0,0006 H^2 + 0,3316 H & 145 \leq H \leq 300 \text{ кА/м}, \\ 45 \text{ кПа} & H \geq 300 \text{ кА/м}. \end{cases}$$

Напряженность магнитного поля H и ток I , проходящий по обмотке катушки, связаны формулой:

$$H = \frac{NI}{2d},$$

где N – число витков катушки.

Как видно из рис. 1, для управления колебаниями поддрессоренной массы m_1 используется схема с обратной связью. В этом случае математическая модель (1) локальной опоры мобильной машины дополняется уравнениями [3]:

$$\begin{cases} T_c \dot{E}_c + E_c = k_c u, \\ L \dot{I} + RI = E_c, \\ T_s \dot{X}_s + X_s = k_s x_1, \\ \Delta = U_z - X_s, \end{cases} \quad (2)$$

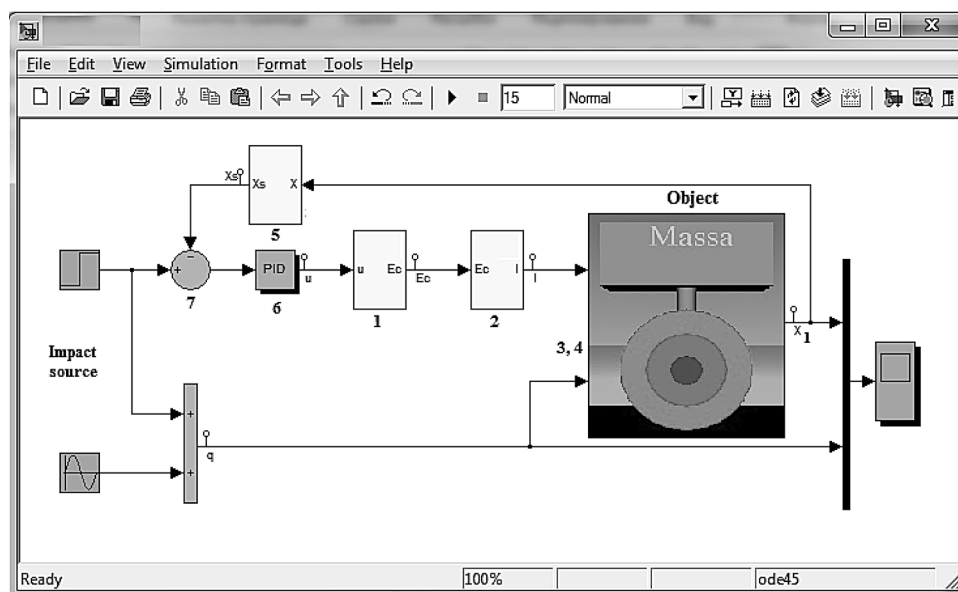


Рис. 3. Simulink модель управляемой колебательной системы

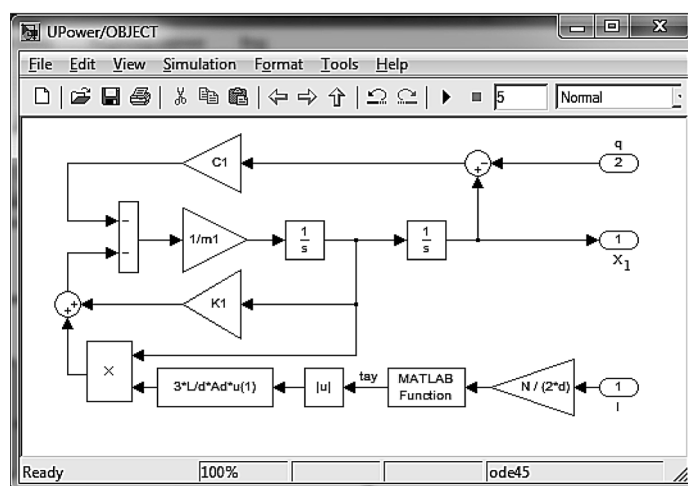


Рис. 4. Модель амортизированной массы с МР амортизатором

$$t \geq t_0: E_c(t_0) = E_{c0}, I(t_0) = I_0, X_s(t_0) = X_{s0}.$$

Здесь E_c – напряжение на выходе усилителя; u – выходной сигнал регулятора; L – коэффициент самоиндукции катушки; I – ток в катушке; R – активное сопротивление катушки; U_z – заданное (желаемое) значение наблюдаемой переменной x_1 .

Коэффициент самоиндукции катушки L может быть получен из выражения:

$$L = \mu_0 \mu_r N^2 S / l_s,$$

где μ_0 – магнитная постоянная; μ_r – относительная магнитная проницаемость материала сердечника; N – число витков катушки; S – площадь поперечного сечения сердечника катушки; l_s – длина сердечника.

Выходной сигнал PID регулятора в общем случае представляется тремя слагаемыми:

$$u(t) = k_p \Delta(t) + k_i \int_0^t \Delta(t) d\tau + k_d \frac{d\Delta(t)}{dt},$$

где k_p , k_i , k_d – соответственно коэффициенты усиления пропорциональной, интегральной и дифференциальной составляющих регулятора.

Для проведения вычислительного эксперимента была разработана имитационная модель описанной колебательной системы в среде Matlab-Simulink, представленная на рис. 3.

На рис. 4 показана схема подсистемы Object (амортизированной массы).

Исходные данные параметров, входящих в математическую модель (1), (2), приведены в таблице.

Исходные значения параметров модели

Обозначение	Значение	Единица измерения	Обозначение	Значение	Единица измерения
m_1	100	кг	N	100	
c_1	5000	н/м	l_s	0,008	м
r_c	0,0075	м	μ_0	$1,256 \cdot 10^{-6}$	Гн/м
r_p	0,005	м	m_t	100	Гн/м
h	5,5	$\frac{\text{н}}{\text{м}^2} \cdot \text{с}$	S	0,00008	м^2
l	0,01	м	R	4,0	ом
x_{01}	0,0	м	\dot{x}_{01}	0,0	м
k_c	5		T_c	0,003	с
k_s	1		T_s	0,003	с
k_p	50		k_i	0	
k_d	15				

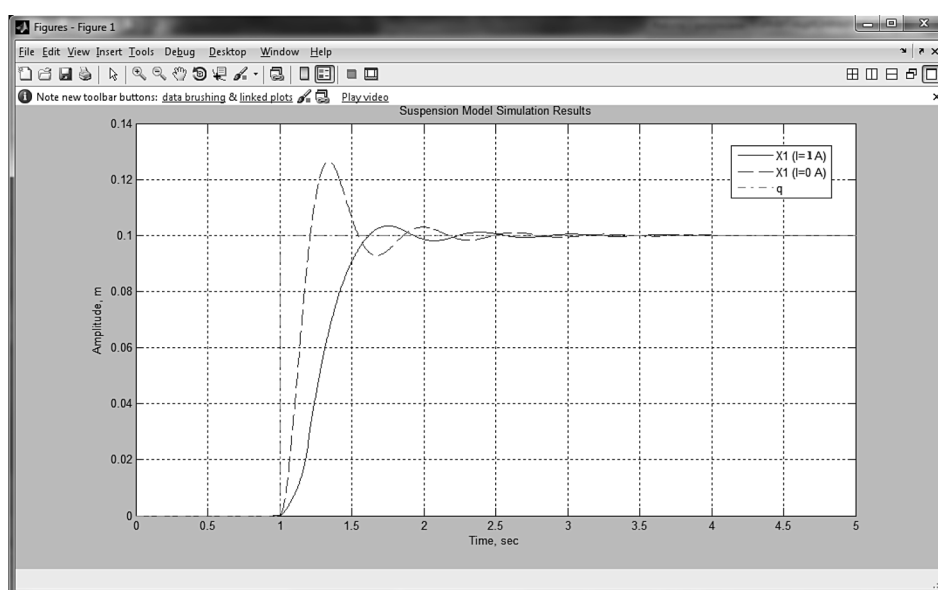


Рис. 5. Реакция модели на ступенчатое возмущение

Ниже приведены результаты моделирования колебательных процессов амортизированной массы m_1 при различных вынужденных возмущениях, обусловленных неровностью опорной поверхности q , и в зависимости от силы тока, проходящего через витки катушки.

На рис. 5 показано поведение системы при моделировании возмущения в виде ступеньки $q(t) = \begin{cases} 0, & \text{если } t < 1,0, \\ 0,1, & \text{если } t \geq 1,0. \end{cases}$ Видно, что при подаче

на катушку тока (полное демпфирование в системе в этом случае определяется суммой коэффициентов сопротивления $k_1 + k_c$) наблюдается запаздывание переходного процесса по сравнению со слабо демпфированной системой с коэффициентом k_1 , но, при этом, отклонение амортизированной массы от возмущающего сигнала, также значительно снижается.

На рис. 6 представлены графики динамической реакции рассматриваемой системы, подверженной одновременному воздействию двух процессов: синусоидального и ступенчатого. Вынужденные колебания амортизированной массы для данного случая можно рассматривать на трех участках: первый – только синусоидальное возмущение (до 1 с), второй – оба воздействия (после 1 с) и третий – при переходе от первого участка ко второму. Видно, как замкнутая система (система с обратной связью) стремится поддерживать минимальное отклонение наблюдаемой величины от возмущающего воздействия за счет изменения коэффициента сопротивления жидкости, обусловленного магнитоэологическим эффектом. При этом на графиках показано изменение положения массы и напряжения E_c при

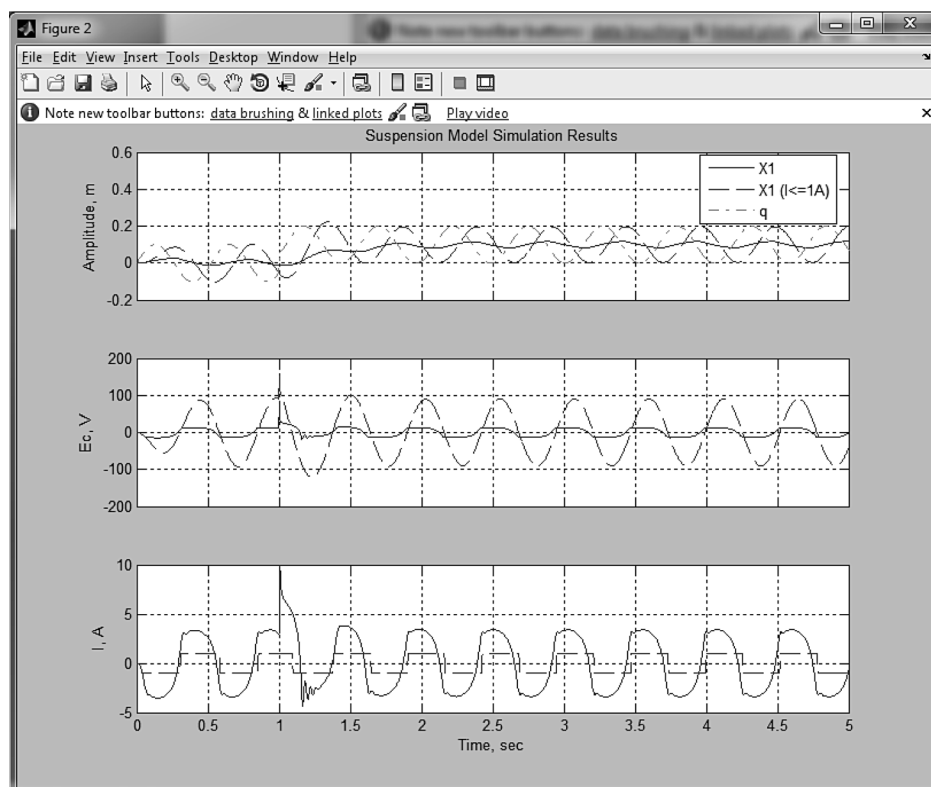


Рис. 6. Диаграмма временных процессов в модели при гармоническом возмущении

ограничении тока I в катушке (штриховые графики) и без его ограничения (сплошные графики). Видно, что ограничением величины тока можно в той или иной степени производить сглаживание внешних воздействий на амортизированную массу.

ВЫВОДЫ

Приведенная математическая и имитационная модели позволяют провести моделирование динамической системы, подверженной различным типам внешних возмущений, с учетом

настройки параметров самой системы в процессе всего времени наблюдения за ней. Для управления колебаниями таких систем наиболее эффективно применение в качестве исполнительного механизма полуактивного элемента, основанного на работе амортизатора с магнитореологической жидкостью. Использование такого элемента в сочетании с принципами автоматического регулирования, позволяет реализовать быстродействующую управляемую систему.

ЛИТЕРАТУРА

1. Шульман, З. П. Магнитореологический эффект / З. П. Шульман, В. И. Кордонский. – Минск: Наука и техника, 1982. – 184 с.
2. Lee, D. Y., Choi, Y. T., Wereley, N. M. 2002. Performance Analysis of ER/MR Impact Damper Systems using Herschel-Bulkley Model, *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*, 13:4525–4531.
3. Сазонов, И. С. Моделирование активного поддрессоривания сиденья водителя колесного трактора / И. С. Сазонов, Н. Н. Гурский, Н. П. Амельченко // Вестник Белорусско-Российского университета. – 2012. – № 4. – С. 77–85.